

Resum

En aquest treball final de grau es realitza el càlcul d'avantprojecte d'un compressor d'aire alternatiu d'un cilindre capaç de proporcionar 190 L/min a una pressió de 8 bar. El procediment emprat és el següent:

- En un primer apartat s'estudiarà el mecanisme determinant el parell i velocitat necessaris per que es puguin assolir les característiques desitjades.
- Es determinarà el volant d'inèrcia necessari per assolir un grau d'irregularitat màxim del 35%.
- Es farà la selecció del motor tenint en compte el parell no constant requerit.
- Es determinarà el cicle temporal del sistema mitjançant integració numèrica.
- Per últim es dimensionarà la biela segons criteris de fallada estàtica i fatiga.

Sumari

RESUM	1
SUMARI	3
1. GLOSSARI	5
2. PREFACI	7
2.1. Origen del treball	7
2.2. Motivació	7
2.3. Requeriments previs	7
3. INTRODUCCIÓ	9
3.1. Objectius del treball	9
3.2. Abast del treball	9
4. PRESELECCIÓ DEL MOTOR I VOLANT D'INÈRCIA	10
4.1. Velocitat angular	11
4.2. Forces	11
4.3. Anàlisi cinemàtic del mecanisme	12
4.4. Treball per cicle	12
4.5. Parell instantani	12
4.6. Càlcul del volant d'inèrcia	14
4.7. Selecció del motor	15
5. COMPROVACIÓ DEL CàLCUL DEL VOLANT D'INÈRCIA I SELECCIÓ DEL MOTOR. INTEGRACIÓ TEMPORAL.	19
6. PREDIMENSIONAT DE LA BIELA	24
7. ESTUDI MEDIAMBIENTAL	30
CONCLUSIONS	31
BIBLIOGRAFIA	32
Referències bibliogràfiques	32
Bibliografia complementària	32

1. Glossari

En aquest apartat es defineixen els principals símbols que s'utilitzen en el treball:

m	massa del pistó
d	diàmetre del pistó
r	longitud de la manovella que correspon a la meitat de la carrera del pistó
I_0	inèrcia del cigonyal
I_m	inèrcia del motor
l	longitud de la biela
Q	cabal que proporciona el compressor
p	pressió que proporciona el compressor
δ	grau d'irregularitat, es un indicador de la variació de velocitats respecte la mitjana
S	superfície útil del pistó
V	cabal volumètric per cicle que proporciona el pistó
t_c	temps per cicle
ω	velocitat angular
F	força
x	coordenada lineal del pistó
φ	coordenada angular de la manovella
W	treball
T	parell
Ec	energia cinètica
P	potencia

I_v	inèrcia del volant
η	rendiment del motor
τ	relació de transmissió manovella motor
s	lliscament d'un motor d'inducció que és la diferencia relativa entre la velocitat del camp magnètic (definida per la freqüència de la xarxa i el numero de pols) i la velocitat del rotor.
s_{TMax}	lliscament quan el parell proporcionat és màxim
σ	Tensió

2. Prefaci

2.1. Origen del treball

Essent aquest treball un dels proposats pel professorat de l'escola a la borsa de TFGs el seu origen i objectiu ha estat purament acadèmic. Els àmbits principals del treball han estat la teoria de maquines i mecanismes i la resistència de materials a banda d'altres coneixements apresos durant el grau.

2.2. Motivació

La motivació del treball ha estat estudiar una aplicació real i comercial d'un dels mecanismes més estudiats a l'assignatura de teoria de maquines i mecanismes, com és el pistó biela manovella. Per altre banda el predimensionament d'una peça que pateix carregues cícliques sent una qüestió que no s'ha abordat durant els estudis de grau.

2.3. Requeriments previs

Els requeriments previs per realitzar aquest treball han estat; coneixements de teoria de maquines i mecanismes, resistència de materials, programació en Matlab i dibuix en Solid Works.

3. Introducció

3.1. Objectius del treball

El principal objectiu del treball és realitzar un estudi d'avantprojecte d'un compressor d'aire alternatiu definint, a partir d'uns requeriments inicials, diversos paràmetres com el volant d'inèrcia, el motor o el disseny de la manovella.

3.2. Abast del treball

Per assolir els objectius esmentats anteriorment s'ha realitzat:

- Un estudi cinemàtic del sistema pistó-biela-manovella.
- Un estudi dels requeriments cinemàtics i dinàmics per tal de complir amb les especificacions del compressor.
- Un càlcul del volant d'inèrcia.
- Una preselecció del motor necessari.
- La integració del moviment del sistema amb el volant i el motor seleccionats anteriorment amb validació dels resultats anteriors.
- Una anàlisi mecànica de la biela i un posterior dimensionament pel treball requerit.

4. Preselecció del motor i volant d'inèrcia

En aquest apartat es realitzen els càlculs necessaris per desenvolupar tot el treball, estudiant la geometria del mecanisme i aplicant els coneixements de teoria de maquines i mecanismes.

El compressor d'aire alternatiu estudiat es basa en el mecanisme pistó biela manovella, essent les seves principals característiques:

Característica	Símbol	Valor
Massa del pistó	m	600 g
Diàmetre x carrera del pistó	$d \times \text{carrera}$	115 x 65 mm
Inèrcia cigonyal	I_o	$5,4 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Longitud de la biela	l	240 mm
Cabal volumètric	Q	190 L/min
Pressió màxima	p	8 bar
Grau d'irregularitat màxim	δ	35%

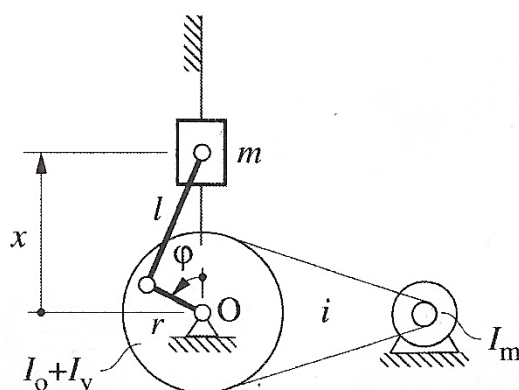


Figura 1 – Representació del mecanisme pistó biela manovella

4.1. Velocitat angular

Tenint la geometria del mecanisme i els requeriments en forma de cabal, es pot determinar la velocitat angular necessària de la següent manera:

Essent el cabal volumètric requerit:

$$Q = 190 \frac{L}{min} = 0,003167 \frac{m^3}{s}$$

I la superfície del pistó:

$$S = \frac{(0,115^2 \cdot \pi)}{4} = 0,010387 m^2$$

S'obté un volum per cicle de:

$$V = S \cdot carrera = 0,000675 \frac{m^3}{cicle}$$

Un temps per cicle de:

$$t_c = \frac{V}{Q} = 0,21 \frac{s}{cicle}$$

Per tant es requereix una velocitat angular:

$$\omega = 281,41 \text{ min}^{-1} = 29,47 \frac{rad}{s}$$

Com, més endavant es veu, la carrega no es constant provocant que la velocitat angular tampoc ho sigui i per tant aquesta serà la velocitat angular mitjana amb tal de complir amb les especificacions de disseny.

4.2. Forces

Com que el compressor realitza un treball cíclic, comprimint en contra dels 8 bars i descomprimint a pressió atmosfèrica les forces que rebrà el pistó seran:

$$F = p \cdot S = 8310 \text{ N quan el pistó comprimeix } (\dot{x} > 0)$$

$$F = 0 \text{ N quan el sistema realitza l'expansió. } (\dot{x} < 0)$$

4.3. Anàlisi cinemàtic del mecanisme

Per analitzar el mecanisme és necessari conèixer la seva equació característica, aplicant el teorema del cosinus al sistema pistó biela manovella (veure figura 1):

$$x = r \cos(\varphi) + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\varphi)} \quad (1)$$

Derivant per obtenir les relacions de velocitats:

$$\dot{x} = \frac{\partial x}{\partial t} = \frac{\partial x}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial t} = -r \dot{\varphi} \sin(\varphi) \left(1 - \frac{r \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\varphi)}} \right) \quad (2)$$

4.4. Treball per cicle

El treball realitzat per la maquina durant un cicle es pot obtenir integrant el parell per tot el recorregut o, el que és el mateix, la força per la carrera total que realitza el pistó:

$$W = \oint T(\varphi) \cdot d\varphi = \int_0^{2r} F \cdot ds = 540 J$$

Aquest resultat permet comprovar més endavant que es realitza correctament el càlcul del parell instantani.

4.5. Parell instantani

En una primera aproximació no es consideren les masses e inèrcies del sistema per determinar el parell i la potencia instantanis. Per tant només quedaran els termes relacionats amb el treball útil que realitza el compressor.

Aplicant la versió diferencial del teorema de l'energia es pot deduir el parell:

$$\dot{E}_c = \sum_i P_i \quad (3)$$

On $\dot{E}_c = mv(G) \cdot a(G) + (I_G \cdot \omega) \cdot \alpha$ però en aquest estat del estudi, en no considerar masses ni inèrcies, resulta 0, per tant:

$$\sum P = T\dot{\varphi} - F\dot{x} = 0 \quad (4)$$

Substituint (2) a (4) i aïllant, s'obté l'expressió del parell en funció del angle:

$$T(\varphi) = F(\varphi) \cdot \left(-r \sin(\varphi) \left(1 - \frac{r \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}} \right) \right) \quad (5)$$

Representat gràficament:

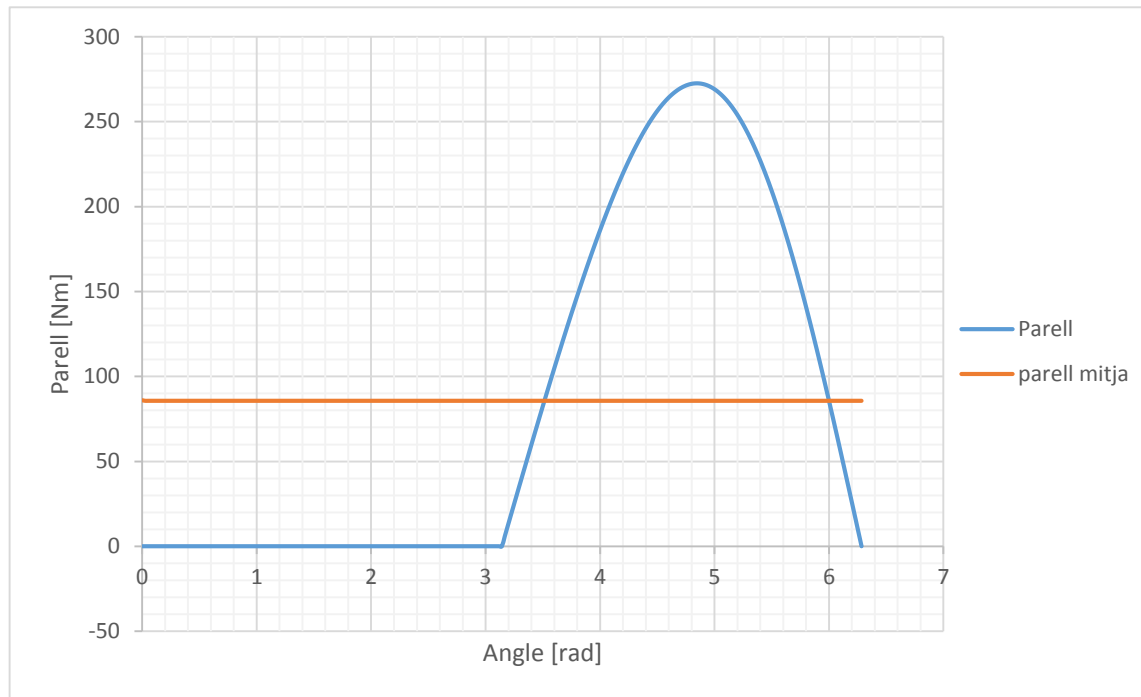


Figura 2 - Parell (blau) en funció de l'angle de la manovella i parell mitjà (taronja)

Resulta en un parell màxim de 273 Nm i mitjà per cicle 86 Nm. És important percebre la alta variabilitat del parell en un cicle fet que condicionarà la manera d'escollir el motor i justificarà l'ús d'un volant d'inèrcia.

Per tenir una primera idea del requeriment del motor es calcula la potencia mitjana a l'eix de la manovella:

$$P_m = T_m \dot{\varphi} = 2534 \text{ W}$$

Que també es pot obtenir en fer:

$$P_m = W \cdot \frac{1}{t_c} = 540 \cdot 4,69 = 2533 \text{ W}$$

Per altre banda, la potencia màxima instantània requerida serà:

$$P_M = T_M \dot{\phi} = 8045 \text{ W}$$

Per després seleccionar el motor és important constatar les variacions que pateix la carrega en realitza un cicle de treball.

4.6. Càlcul del volant d'inèrcia

Com s'ha vist en l'apartat anterior la potencia requerida pel sistema no es constant fet que pot suposar un sobre-dimensionament del motor. El volant d'inèrcia és l'element que permet homogeneïtzar la demanda d'energia instantània que es consumeix del motor evitant així demandes puntuals que no podria assumir un motor en concret. Per altre banda un volant d'inèrcia massa gran podria impedir que el sistema arranqués.

Es dimensiona en primer moment el volant de tal manera que en desacoblar el motor, en règim de treball estacionari, el sistema pot realitzar encara un cicle sense superar el grau d'irregularitat màxim. Per tant es realitza el càlcul de manera que l'energia cinètica emmagatzemada pel volant serà equivalent al treball requerit per comprimir un cop.

El grau d'irregularitat definit com:

$$\delta = \frac{\omega_{Max} - \omega_{Min}}{\omega_{mitjana}} \quad (6)$$

Es fa la suposició d'una distribució de les velocitats angulars simètrica, sent $\omega_{Max} = \omega_{mitjana} + \Delta\omega$ i $\omega_{Min} = \omega_{mitjana} - \Delta\omega$ substituint a l'equació del grau d'irregularitat s'obté:

$$\delta = \frac{\omega_{mitjana} + \Delta\omega - (\omega_{mitjana} - \Delta\omega)}{\omega_{mitjana}}$$

$$\Delta\omega = \frac{\delta \cdot \omega_{mitjana}}{2} = \frac{0,35 \cdot 29,47}{2} = 5,16 \frac{rad}{s}$$

Per tant resulten:

$$\omega_{Max} = 34,63 \frac{rad}{s} \text{ i } \omega_{Min} = 24,61 \frac{rad}{s}$$

Substituint a l'equació de l'energia cinètica:

$$E_c = \frac{1}{2}(I_o + I_v)(\omega_{Max}^2 - \omega_{Min}^2) = 540 J$$

Tenint en compte la inèrcia del cigonyal el volant ha de tenir una inèrcia de:

$$I_v = 1,78 kg \cdot m^2$$

Per tenir una idea aproximada de les dimensions d'un volant d'inèrcia d'aquestes característiques es realitzarà un predimensionament amb les següents propietats:

- La forma escollida es un disc macís amb inèrcia: $I_{disc} = \frac{1}{2}mr^2$, on r es el radi del mateix.
- El material és acer amb una densitat de $\rho = 7850 kg/m^3$.

Si el disc té un gruix h la inèrcia queda definida de la següent forma:

$$I_{disc} = \frac{1}{2}(\rho \pi r^2 h)r^2$$

Per tant es tenen dos graus de llibertat per dimensionar el volant. Si es fixa un diàmetre de 30 cm, s'obté un volant de 28,5 cm de gruix.

En el paràgraf anterior es pot percebre lo gran que resulta el volant calculat, de fet la hipòtesi que s'ha utilitzat pel càlcul de la seva inèrcia és una hipòtesi que és pot considerar conservadora ja que suposa que el volant ha de garantir el grau d'irregularitat del sistema sense tenir en compte que hi ha un motor treballant. Quan es realitzi la simulació del sistema s'haurà de comprovar si s'ha sobredimensionat el volant o no.

4.7. Selecció del motor

Per escollir motor s'han de tenir en compte dos aspectes principalment els requeriments purament mecànics i els requeriments tèrmics del motor. Per aquesta aplicació, suposant velocitat angular constant ($\dot{\phi} = 29,47 \frac{rad}{s}$), en tenir parell resistent que varia periòdicament es dimensiona per acomplir els requeriments tèrmics del motor mitjançant el parell equivalent calculat a partir de la mitjana quadràtica:

$$T_{eq} = \sqrt{\frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} T(t)^2 dt} \quad (7)$$

De (5) obtenim el parell en funció del temps:

$$T(t) = F(\dot{\varphi}t) \cdot \left(-r \sin(\dot{\varphi}t) \left(1 - \frac{r \cdot \cos(\dot{\varphi}t)}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\dot{\varphi}t)}} \right) \right) \quad (8)$$

Obtenint un parell equivalent, a la manovella, pel que fa l'escalfament:

$$T_{eq} = 182,36 \text{ Nm}$$

La condició de selecció del motor serà $T_N \geq T_{eq}$.

Aquest parell està calculat per la manovella i s'ha de traslladar a l'eix del motor per poder fer la selecció. De la versió diferencial del teorema de l'energia aplicat a motor/manovella:

$$T_{motor} \cdot \omega_{motor} = T_{manovella} \cdot \omega_{manovella} + (1 - \eta) T_{motor} \cdot \omega_{motor} + \dot{E}_c \quad (9)$$

Dimensionant pel regim estacionari ($\dot{E}_c = 0$) i relacionant les velocitats de motor i manovella mitjançant una relació de transmissió ($\tau = \frac{\omega_{manovella}}{\omega_{motor}}$):

$$T_{motor} = T_{manovella} \frac{\tau}{\eta} \quad (10)$$

S'ha fet una recerca de diferents catàlegs de motors d'inducció i finalment s'ha escollit el de ABB motors pel seu gran ventall de potències. [1]

La primera elecció per escollir un motor d'inducció és el número de pols que es desitja pel motor. El numero de pols determina la velocitat de sincronisme essent aquesta la velocitat màxima que pot assolir en configuració de motor. A partir del numero de parells de pols es determinar la velocitat de sincronisme de la següent manera:

$$n_{sincronisme} = \frac{60 \cdot f}{num_{parells \text{ pols}}} \quad (11)$$

On f , la freqüència de la xarxa, és per Europa 50 Hz. La velocitat mitjana en règim estacionari desitjada és 281 min^{-1} , per no tenir una relació de transmissió massa elevada, es decideix escollir un motor de 3 parells de pols que suposa una velocitat de sincronisme de 1000 min^{-1} .

Per tant relacions de transmissió de l'ordre de 3,5.

Potència [kW]	Tipus de motor	Velocitat nominal [min ⁻¹]	Eficiència a parell nominal	Parell nominal [Nm]	Parell arrencada	Parell màxim	Inèrcia motor (I_m) [kg m ²]
3	M3BP 132 SMB 6	975	85,3%	29,3	$1,8 T_N$	$2,9 T_N$	0,0355
4	M3BP 132 SMC 6	960	84,9%	39,7	$1,5 T_N$	$2,2 T_N$	0,0416
5,5	M3BP 132 SMF 6	965	86,1%	54,4	$2 T_N$	$2,3 T_N$	0,0408

Figura 3 - Catàleg ABB motors de 6 pols de 3 a 5,5 KW (veure Annex A)

Com es necessiten poc més de 2,5kW de mitjana pel regim estacionari de la màquina es comença comprovant a partir de 3KW amb (10) si el parell a la manovella complirà els 182 Nm obtinguts a (7):

Potència nominal motor	Eficiència a potència màxima	Relació de transmissió	Parell Nominal	Parell a la manovella (4)
3kW	85,3%	3,464696	29,3 Nm	119,0 Nm
4kW	84,9%	3,411393	39,7 Nm	159,5 Nm
5,5kW	88,5%	3,42916	54,4 Nm	210,8 Nm

Si a més es suposa un rendiment de la corretja del 90% s'obté 189,7 Nm encara per sobre del requerit. Per tant el motor escollit es el M3BP 132 SMC 6 amb un moment d'inèrcia de 0,0487 kgm².

El lliscament del motor es defineix com:

$$s = \frac{\omega_s - \omega_m}{\omega_s} \quad (12)$$

Per tal d'obtenir la corba parell-velocitat angular del motor s'utilitza l'equació de Kloss simplificada que serà necessària més tard per la integració temporal:

$$T(\omega) = T_{Max} \cdot \frac{2}{\frac{s_{TMax}}{s(\omega)} + \frac{s(\omega)}{s_{TMax}}} \quad (13)$$

On $T_{Max} = 2,3 T_N = 125,12 \text{ Nm}$, $T_{arrencada} = 2 T_N = 108,8 \text{ Nm}$ i s_{TMax} . Es substitueix a (13) i (12) per l'arrencada:

$$\frac{2}{\frac{s_{TMax}}{1} + \frac{1}{s_{TMax}}} 125,12 = T_{arrencada} = 108,8$$

$$s_{TMax} = 0,58$$

Quedant definida la corba del motor:

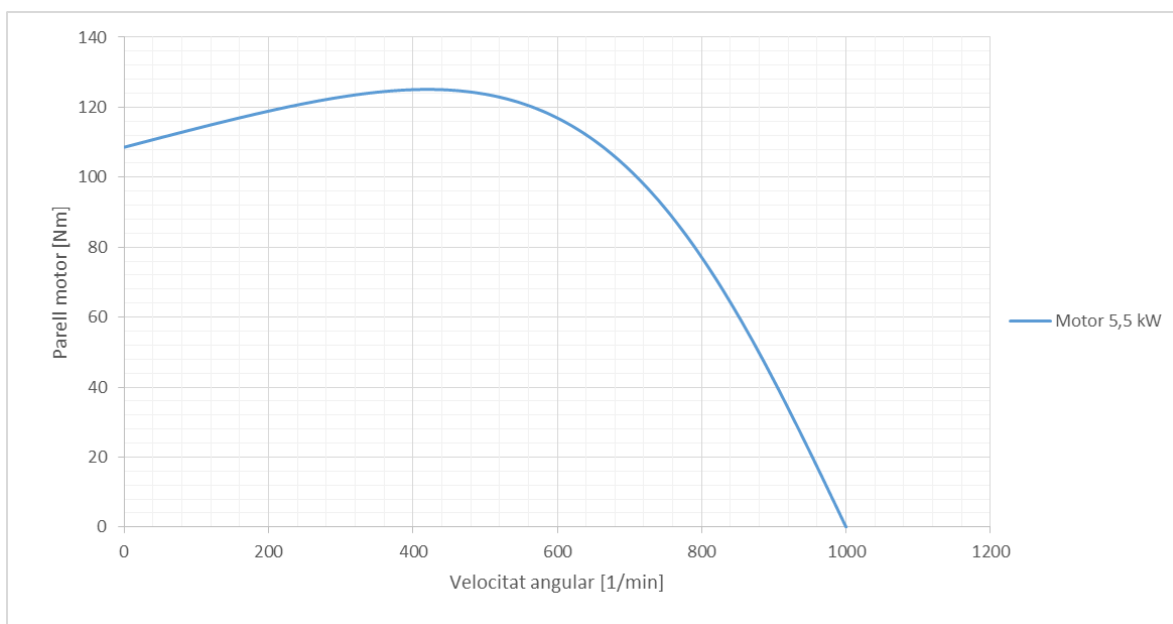


Figura 4 - Parell del motor en funció de la velocitat angular

5. Comprovació del càlcul del volant d'inèrcia i selecció del motor. Integració temporal.

Amb els resultats dels càlculs obtinguts anteriorment es vol comprovar que realment el compressor es comporta de la manera desitjada. Amb aquest objectiu es realitza un estudi de l'evolució temporal del cicle fins a règim estacionari mitjançant integració numèrica partint del teorema de l'energia.

$$T_{motor} \cdot \omega_{motor} = T_{manovella} \cdot \dot{\varphi} + (1 - \eta) T_{motor} \cdot \omega_{motor} + \dot{E}_c \quad (14)$$

On l'equació de l'energia cinètica és:

$$E_c = \frac{1}{2}(I_o + I_v)\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}(I_{motor})\omega_{motor}^2 \quad (15)$$

Substituïm amb (2):

$$E_c = \frac{1}{2}(I_o + I_v)\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}m \left(-r \sin(\varphi) \left(1 - \frac{r \cos(\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\varphi)}} \right) \right)^2 \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}(I_{motor}) \frac{\dot{\varphi}^2}{\tau^2} \quad (16)$$

La derivada de l'energia cinètica resulta:

$$\dot{E}_c = \frac{\partial E_c}{\partial t} = \frac{1}{2} \frac{\partial I_{red}(\varphi)}{\partial \varphi} \dot{\varphi}^2 + I_{red}(\varphi) \ddot{\varphi} \quad (17)$$

Derivant el primer terme s'obtenen termes de cosinus i sinus amb ordres elevats resultant:

$$\frac{\partial I_{red}(\varphi)}{\partial \varphi} \approx 0$$

(14) expressat al eix de la manovella és:

$$\frac{T_{motor}}{\tau} = T_{manovella} + (1 - \eta) T_{motor} \cdot \frac{1}{\tau} + I_{red}(\varphi) \ddot{\varphi} \quad (18)$$

I finalment aïllem $\ddot{\varphi}$:

$$\ddot{\varphi} = \frac{T_{manovella}(\varphi) - \frac{\eta T_{motor}(\varphi)}{\tau}}{I_{red}(\varphi)} \quad (19)$$

Integrant amb Matlab gràcies a la funció Ode23, s'obté la següent resposta temporal (s'ha simulat l'arrencada sense comprimir):

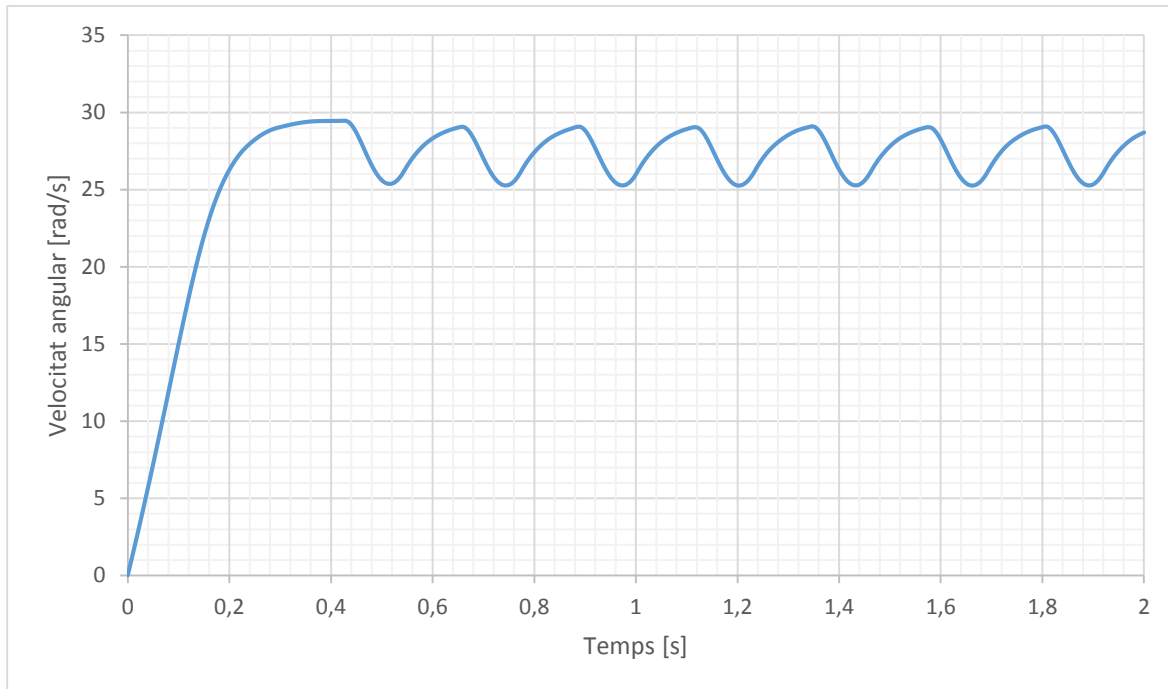


Figura 5 - Evolució temporal del cicle fins a règim estacionari

En quan al regim de treball, les velocitats angulars obtingudes són: $\omega_{Max} = 29,1 \text{ rad/s}$, $\omega_{Min} = 25,3 \text{ rad/s}$ i $\omega_{Mitjana} = 27,4 \text{ rad/s}$ resultant en un grau d'irregularitat:

$$\delta = \frac{\omega_{Max} - \omega_{Min}}{\omega_{mitjana}} = 14\%$$

Valor molt per sota del 35% definit com a valor de disseny. Aquest fet és explicable per la forma com s'ha definit el volant d'inèrcia, suposant que havia de suplir un cicle de treball només amb la seva energia emmagatzemada (sense tenir en compte ni el treball que realitza el motor ni que aquest també té una inèrcia).

Per altre banda el valor de la velocitat mitjana obtingut es lleugerament inferior al desitjat, 27,4 rad/s en comptes dels 29,5 rad/s requerits. Aquesta variació s'explica pel fet que la relació de transmissió s'ha definit utilitzant la velocitat nominal del motor però a la realitat aquest treballa en un rang de valors variants propers a aquesta velocitat. Per solucionar aquest problema s'hauria de redefinir la relació de transmissió.

Un cop definit el sistema en Matlab és molt ràpid realitzar simulacions variant paràmetres com la inèrcia del volant o el motor. Es realitzen les següents simulacions per comprovar la viabilitat mecànica del sistema modificant aquests paràmetres.

En primer lloc es realitza una simulació sense volant d'inèrcia amb el motor escollit prèviament:

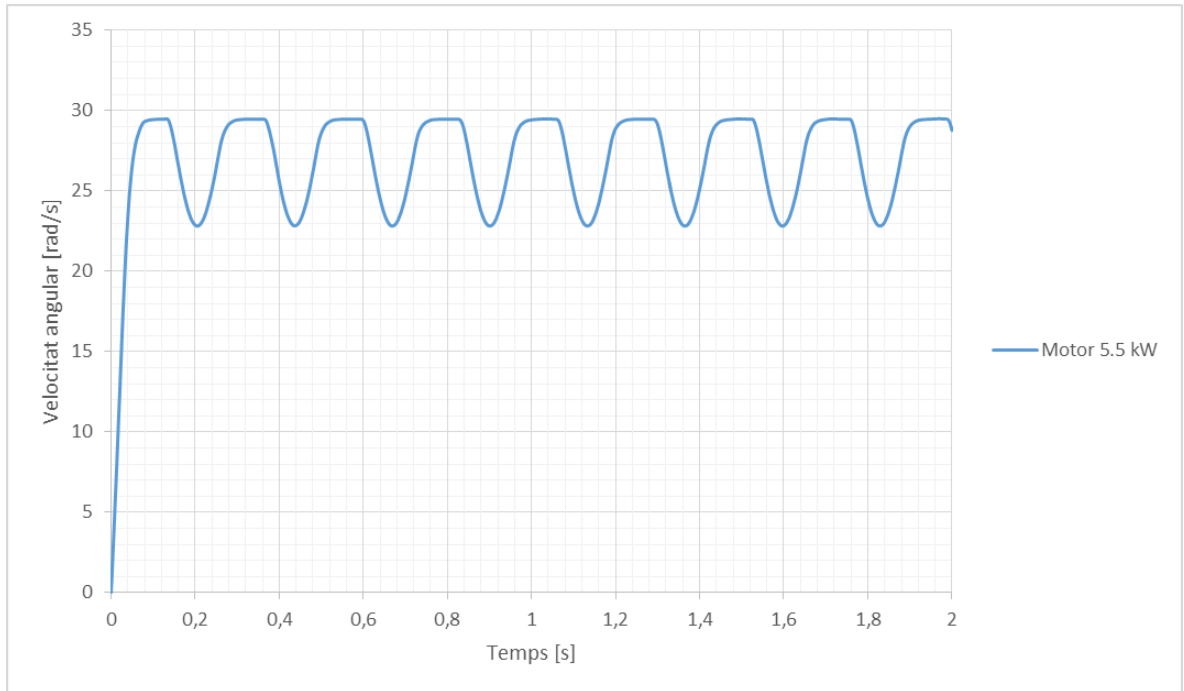


Figura 6 - Evolució temporal del cicle fins a règim estacionari sense volant d'inèrcia

La velocitat angular màxima resulta de 29,5 rad/s i la mínima de 22,8 rad/s. Per altre banda la velocitat angular mitjana es de 27,2 rad/s. Amb aquests valors es calcula el grau d'irregularitat:

$$\delta = \frac{\omega_{Max} - \omega_{Min}}{\omega_{mitjana}} = 24\%$$

Per tant el grau d'irregularitat del sistema està encara per sota del requerit (el motor sol pot realitzar el treball per sota del grau d'irregularitat requerit).

Un altre dels paràmetres que es pot variar es el motor en si. Es realitzen a continuació les simulacions dels motors menys potents presentats a la taula 1.

Es segueix el mateix procediment pels dos motors restants que el que s'ha realitzat anteriorment per definir el motor de 5,5kW i s'obtenen les següents corbes característiques:

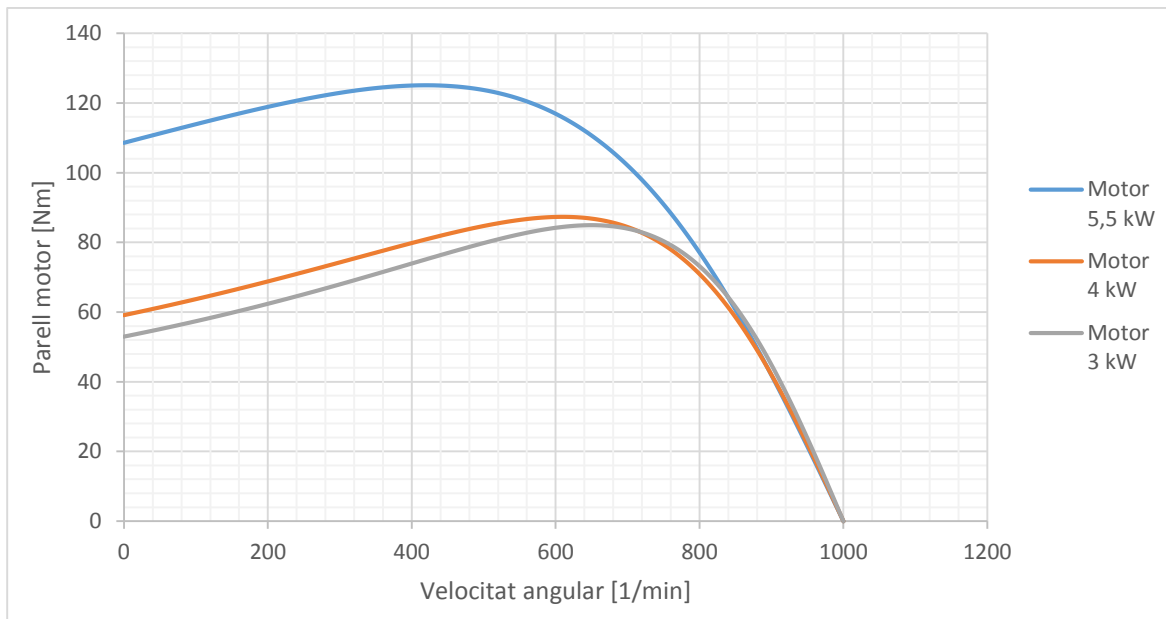


Figura 7 - Parells dels motors en funció de la velocitat angular

Obtenint les següents respostes temporals (sense volant d'inèrcia):

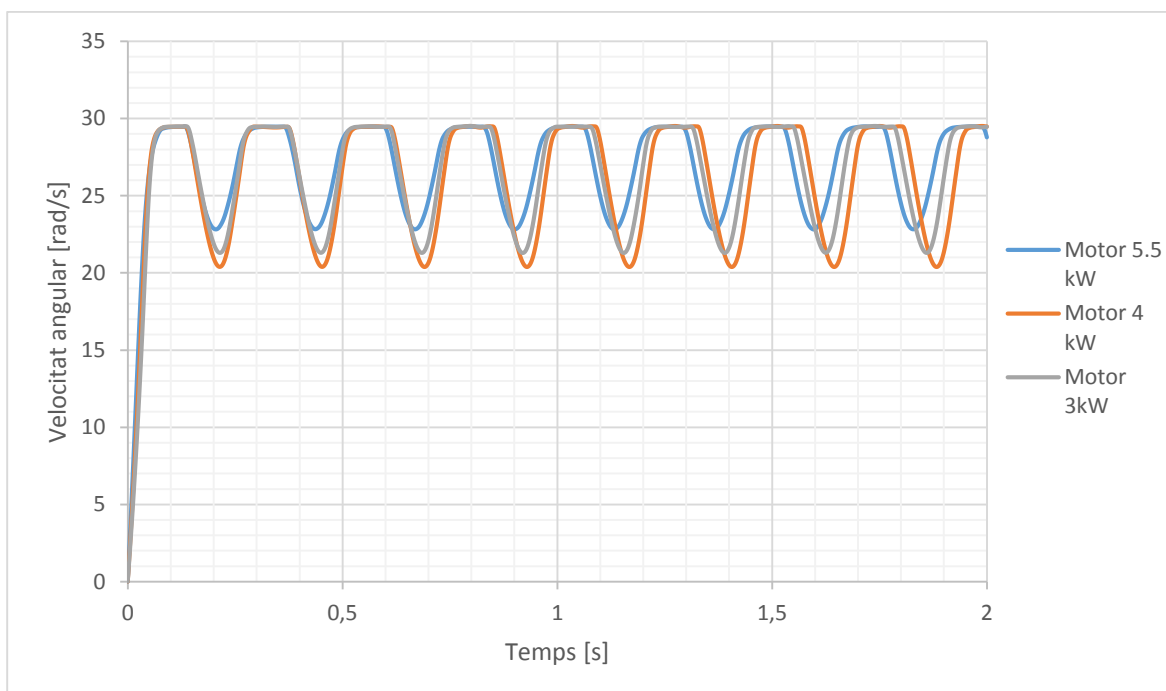


Figura 8 – Resposta del sistema amb els diferents motors sense volant d'inèrcia

En la resposta temporal s'aprecia que el motor de 4 kW que, a priori, hauria de tenir un millor comportament que el de 3 kW en té un de pitjor en termes de el grau d'irregularitat. Els valors

es presenten a la següent taula:

Motor	ω_{Max} [rad/s]	ω_{Min} [rad/s]	$\omega_{Mitjana}$ [rad/s]	δ
5,5 kW	29,5	22,8	27,2	24%
4 kW	29,5	20,4	26,5	34%
3 kW	29,5	21,3	26,9	31%

Tots tres segueixen complint amb el grau d'irregularitat requerit.

El fet que el motor de 3 kW tingui un millor comportament en quan al grau d'irregularitat s'explica per la pendent que tenen les corbes característiques dels motors a la zona de treball (a la zona propera a la velocitat nominal). El motor de 3 kW en tenir una pendent una mica més pronunciada quan la carrega requereix més parell disminueix menys la seva velocitat angular que el de 4 kW que té una pendent més horitzontal. Si per contra s'analitza l'arrencada (figura 9) del compressor s'observa que l'evolució del motor de 4 kW és més ràpida que la del de 3kW:

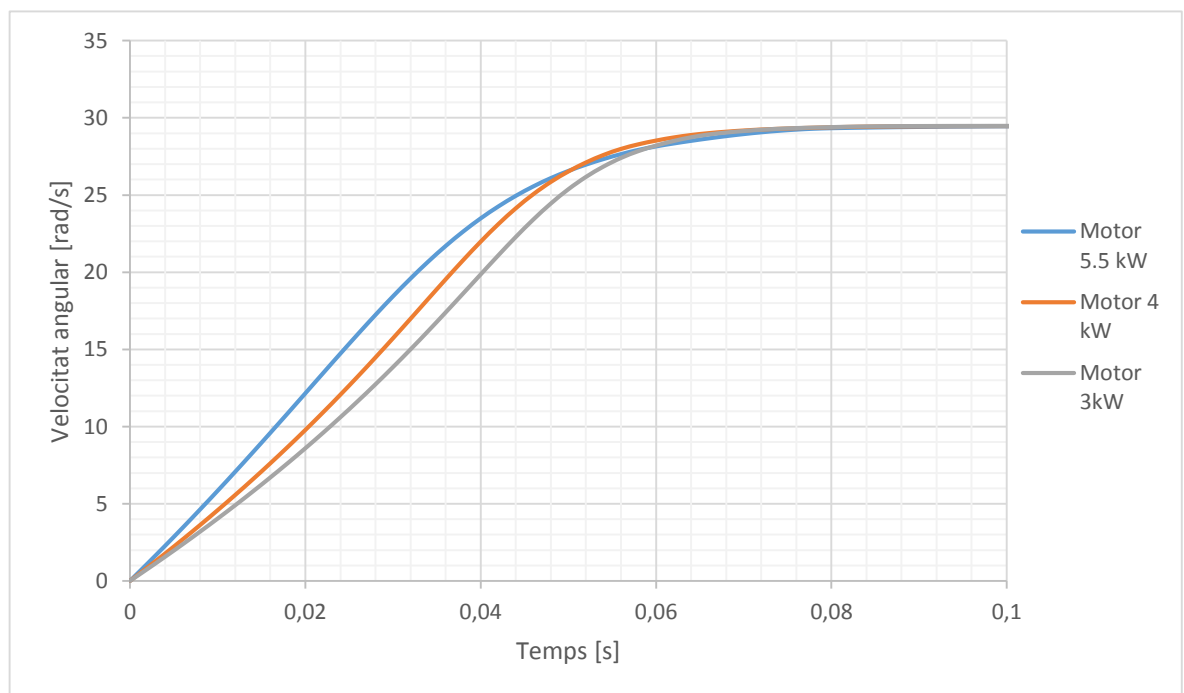


Figura 9 – Arrencada del sistema per als diferents motors

Fet coherent amb el parell d'arrencada superior que té el motor de 4 kW.

6. Predimensionat de la biela

La biela és l'element del sistema que ha de transmetre el parell efectuat a la manovella al pistó per realitzar el treball desitjat. En aquest capítol es realitza un predimensionat de forma analítica d'aquesta peça. Per això s'escull un acer S255 amb límit ruptura $\sigma_{ruptura} = 420 \text{ MPa}$, límit elàstic $\sigma_e = 255 \text{ MPa}$ i mòdul de Young $E = 210\,000 \text{ MPa}$.

El predimensionat es calcula per la màquina equipada amb volant d'inèrcia i el motor de 5,5 kW. En aquesta aplicació concreta, tenint una carrega cíclica es produiran a la biela tensions no constants que en l'ús continuat del compressor es repetiran moltes vegades. Essent la resistència sota tensió variable més petita que sota tensió constant [2], es dimensionarà en primer lloc la biela per fallada per fatiga. Per aquest predimensionament s'utilitzarà el criteri $\sigma_{adm} = 0,25 \cdot \sigma_{ruptura}$ amb la meitat de l'amplada de les forces (25) per determinar si la peça aguantarà un nombre infinit de cicles.

Per l'acer escollit:

$$\sigma_{adm} = 0,25 \cdot \sigma_{ruptura} = 105 \text{ MPa}$$

A continuació s'analitzen les forces al pistó, considerant el pes negligible, per determinar les sol·licitacions de la biela ja que aquesta només transmet els esforços axialment:

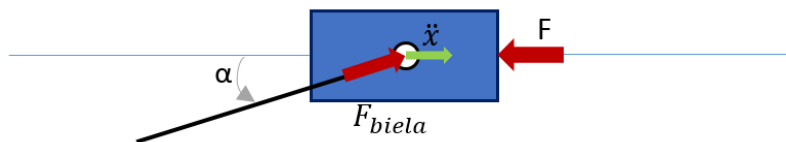


Figura 10 – Representació dels esforços al sistema biela-pistó

$$F = \sum m \ddot{x} \quad (20)$$

$$F_{biela} \cdot \cos(\alpha) - F = m \ddot{x} \quad (21)$$

Per tant la força que patirà la biela serà:

$$F_{biela} = \frac{m \ddot{x} + F}{\cos(\alpha)} \quad (22)$$

Per geometria del pistó-biela-manovella:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin(\varphi)\right) \quad (23)$$

Per calcular la segona derivada de la coordenada x:

$$\ddot{x} = \frac{\partial \dot{x}}{\partial t} = \frac{\partial \dot{x}}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial t} =$$

$$\ddot{x} = \dot{\varphi}^2 \left(\frac{r^2 \sin(\varphi)^2}{(l^2 - r^2 \sin(\varphi)^2)^{\frac{1}{2}}} - \frac{r^2 \cos(\varphi)^2}{(l^2 - r^2 \sin(\varphi)^2)^{\frac{1}{2}}} - r \cdot \cos(\varphi) - \frac{r^4 \cos(\varphi)^2 \sin(\varphi)^2}{(l^2 - r^2 \sin(\varphi)^2)^{\frac{3}{2}}} \right) \quad (24)$$

L'acceleració del pistó també es pot obtenir gracies a la simulació realitzada en Matlab:

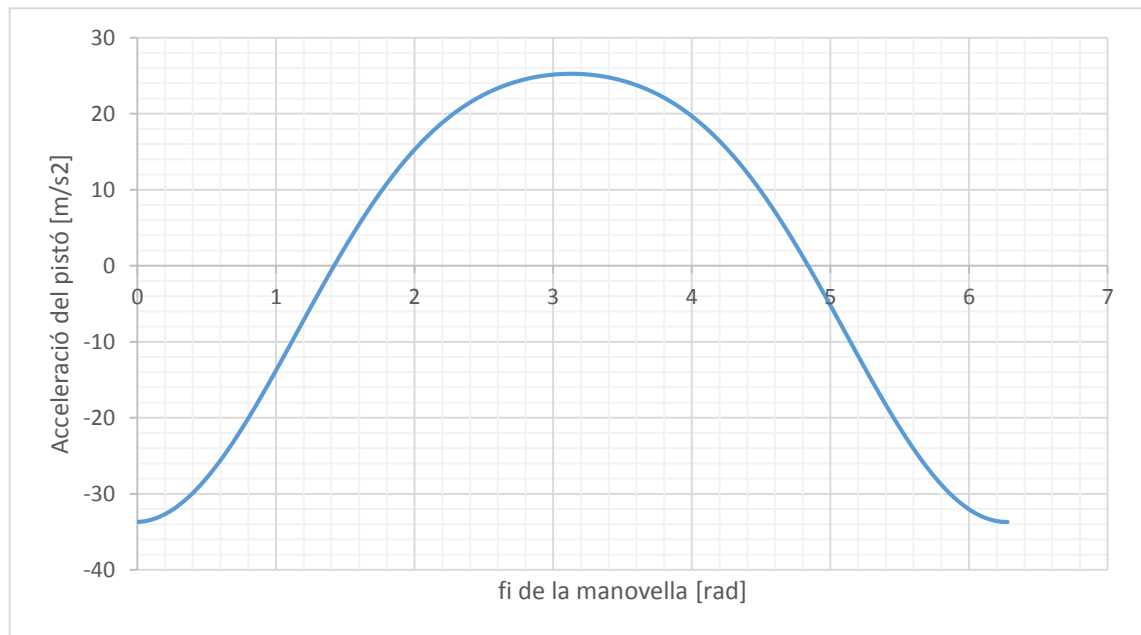


Figura 11 – Acceleració del pistó en funció de la fi de la manovella

Gràcies a aquesta corba es calcula el terme $\frac{m \ddot{x}}{\cos(\alpha)}$ de l'equació (22) obtenint:

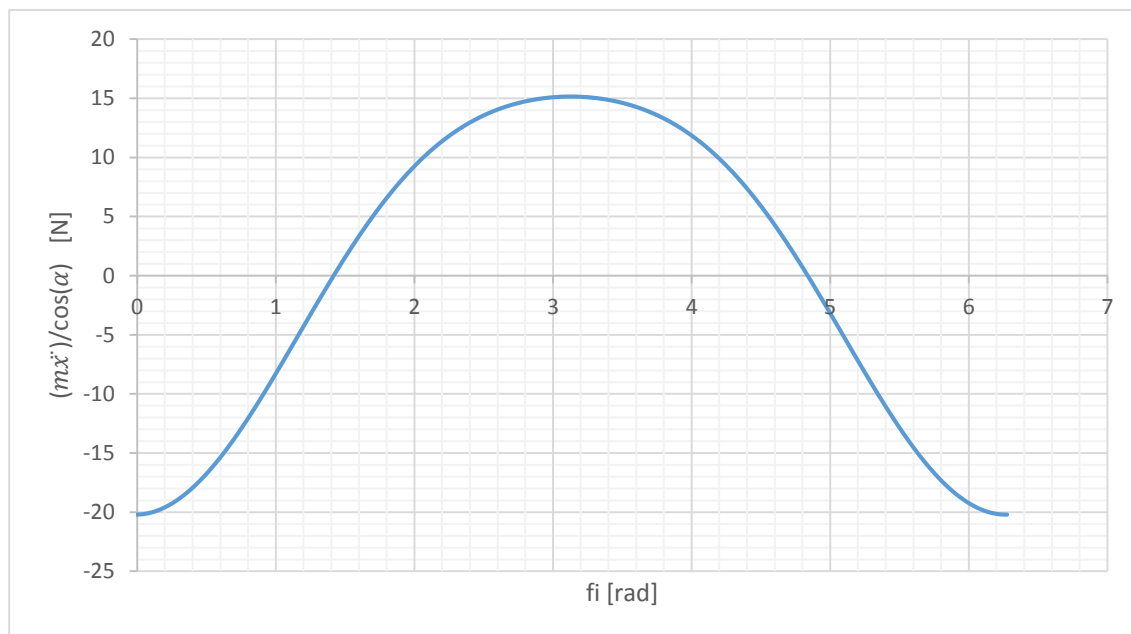


Figura 12 – Terme de la força que transmet la biela causat per la massa del pistó

Gràcies al model implementat en Matlab també es calcula el terme $\frac{F}{\cos(\alpha)}$ obtenint:

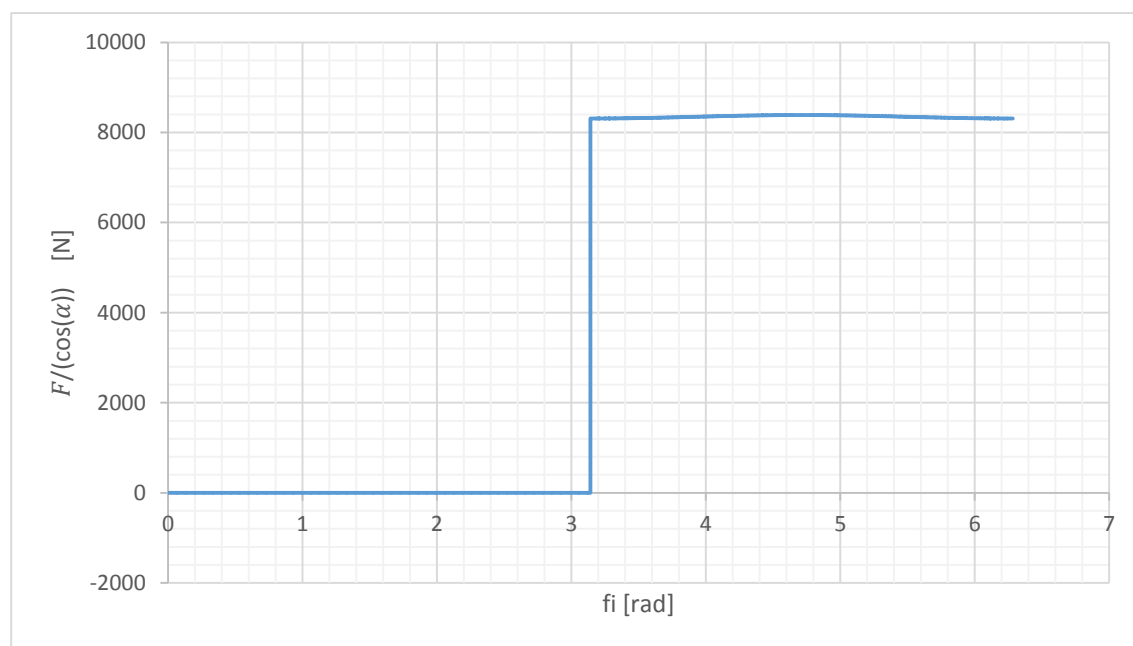


Figura 13 – Terme de la força de la biela que transmet per la compressió.

Per tant l'interval de forces que pateix la biela va de 20 N a tracció fins 8386 N a compressió.

$$F_{diseny} = \frac{(F_{tracció} + F_{compressió})}{2} \quad (25)$$

Obtenint $F_{diseny} = 4203 \text{ N}$

Per tant la secció mínima amb un coeficient de seguretat de 2:

$$Secció = \frac{F_{diseny}}{\sigma_{adm}} \gamma_{seg} = 40 \cdot 2 = 80 \text{ mm}^2$$

Sent la biela una peça relativament llarga i patint esforços de compressió elevats s'ha de procurar que la forma de la seva secció eviti el possible vinclament.

Es pot estudiar el fenomen mitjançant la fórmula d'Euler [3]:

Utilitzant un coeficient de seguretat de 2,5, es calcula la P_{adm} amb la que es dimensiona la peça:

$$P_{adm} = \frac{P_{crit}}{\gamma_{vinclament}} = \frac{8386}{2,5} = 3354,4 \text{ N}$$

$$P_{adm} = \frac{\pi^2 E I_{Min}}{L^2} \quad (26)$$

On en aquest cas L (longitud de vinclament) correspon a la longitud real de la biela ja que té enllaços en els seus dos extrems. Resulta necessària per tant una $I_{Min} = 0,09322 \text{ cm}^4$.

També es pot fer una valoració de la secció quan treballa en el seu màxim de compressió, per aquest punt s'ha de tenir en compte que el límit elàstic $\sigma_e = 255 \text{ MPa}$ correspon per esforços a tracció i els metalls suporten molt millor els esforços a compressió. Tot i així es pot calcular el coeficient de seguretat per aquest cas:

$$\gamma_{norm} = \frac{\sigma_e \cdot Secció}{F_{compressió}} = 2,44$$

Tenint en compte aquests requeriments s'ha construït una peça amb el programa Solid Works. Altres aspectes considerats per la realització de la peça han estat:

- Escollir una forma de la secció de la peça de manera que s'estalviés material tenint bons rendiments en quan a resistència (secció amb forma de doble T).
- Tenint en compte els requeriments i la forma de la peça es creu oportú que aquesta es fabriqui mitjançant forja. Per facilitar el procés de forja, les formes han estat suavitzades. Un altre aspecte positiu de fer les formes suavitzades es que s'eviten

zones on es puguin acumular tensions.



Figura 14 – Vista axonomètrica de la biela.

7. Planificació temporal i costos

La planificació temporal per la realització d'aquest avantprojecte ha estat:

Activitat	Inici	Fi	Dedicació [h]
Recerca d'informació prèvia	30/01/15	19/02/15	30
Càlculs previs i dimensionat de motor i biela	19/02/15	5/03/15	40
Integració numérica	5/03/15	19/03/15	70
Dimensionat biela	19/03/15	9/04/15	30
Planols biela	9/04/15	7/05/15	50
Redacció	19/02/15	25/06/15	50
TOTAL			270 hores

Havent utilitzat versions de software d'estudiant sent el seu cost gratuït només es contabilitza el preu per hora d'enginyer definint-lo en 30€/h.

Per tant la valoració econòmica total del treball resulta 8100€.

8. Estudi mediambiental

Utilitzant les dades proporcionades per la generalitat de Catalunya [4] es pot determinar el impacte mediambiental de l'ús del compressor mitjançant el mix energètic espanyol. Pel 2014 s'estima unes emissions de CO₂ de 267g/kWh.

Considerant un ús continuat del compressor durant una jornada laboral de 8h i tenint en compte el número de dies laborals del 2015: 249 dies [5], es pot estimar la quantitat de CO₂ que s'emet a l'atmosfera per la utilització del compressor, tenint en compte només l'eficiència del motor (86% en parell nominal) escollit:

$$\text{emisió per hora} = 267 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \cdot \frac{2,5 \text{ kW}}{\eta} = 776 \text{ g de CO}_2/\text{h}$$

Resultant un total de 1,5 Tones de CO₂ per any d'utilització.

Conclusions

Al llarg d'aquest treball s'han dimensionat diferents elements d'un compressor d'aire alternatiu perquè compleixi amb les especificacions desitjades.

Per la primera part, les hipòtesis emprades en un primer moment han permès escollir un motor M3BP 132 SMF 6 d'ABB motors amb potencia de 5,5kW i un volant d'inèrcia de 1,78 kg·m². Aquestes hipòtesis han estat més tard valorades en fer la integració numèrica que permet quantificar de manera molt més precisa el comportament del sistema modificant paràmetres com el volant d'inèrcia i el motor. Aquest mètode podria ser emprat per definir aquests paràmetres evitant un sobredimensionant provocat per les hipòtesis en el cas del volant. El cas del motor requeriria un estudi tèrmic precís amb les constants tèrmiques dels diferents motors per poder seleccionar de manera correcta, però en qualsevol cas la integració numèrica proporcionaria informació sobre el comportament mecànic real.

Per altre banda pel predimensionament de la biela s'ha estudiat el seu comportament a fatiga definint una secció mínima de 80 mm² i en estàtic un moment d'inèrcia mínim de 0,09322 cm⁴ que permeten concretar les dimensions d'aquesta (veure plànols a l'annex 2).

Bibliografia

Referències bibliogràfiques

- [1] ABB MOTORS. Catalog November 2014, Low voltatge, Process performance motors according to EU MEPS. [\[http://www08.abb.com/global/scot/scot234.nsf/veritydisplay/8afa79995105a9e4c1257d9500254baa/\\$file/Catalog_Process_performance_acc_to_EU_MEPS_9AKK105944%20EN%2011_2014_2.low.pdf\]](http://www08.abb.com/global/scot/scot234.nsf/veritydisplay/8afa79995105a9e4c1257d9500254baa/$file/Catalog_Process_performance_acc_to_EU_MEPS_9AKK105944%20EN%2011_2014_2.low.pdf), 4 de març de 2015].
- [2] BIGORDÀ, J. I FENOLLOSA, J. La fatiga dels elements mecànics. Edicions UPC 1998, format digital, p. 5-12.
- [3] AYNETO, MARIMON, ROURE. Resistencia de Materiales. Fascicle 8. CPDA, Barcelona 2009.
- [4] GENERALITAT DE CATALUNYA. OFICINA CATALANA DEL CANVI CLIMATIC. *Factor d'emissió associat a l'energia elèctrica: el mix elèctric.* [\[http://canviclimatic.gencat.cat/ca/reduceix_emissions/factors_demissio_associats_a_l'energia/\]](http://canviclimatic.gencat.cat/ca/reduceix_emissions/factors_demissio_associats_a_l'energia/), 2 de juny de 2015]
- [5] GOVERN D'ESPANYA. MINISTERIO DE EMPLEO Y SEGURIDAD SOCIAL. Calendari laboral de Barcelona. [\[http://www.seg-social.es/Internet_2/Masinformacion/CalendarioLaboral/Fiestas/index.htm?Ejercicio=2015&prov=08&loc=080190000\]](http://www.seg-social.es/Internet_2/Masinformacion/CalendarioLaboral/Fiestas/index.htm?Ejercicio=2015&prov=08&loc=080190000), 23 de juny de 2015]

Bibliografia complementària

CARDONA, S. CLOS, D. Teoría de máquinas. Edicions UPC 2001, format digital.

